

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Přehřev napájecí vody sytými parami

Preheating the supply water with saturated
steam

Student:

Bc. Ladislava Lipinová

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ladislava Lipinová**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Předeřev napájecí vody sytou parou**
Preheating the Supply Water with Saturated Steam

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Úkolem diplomové práce je navrhnout proudový přístroj ke zvýšení teploty napájecí vody sytou parou, odebíranou z bubnu parního kotle. Parní kotel má výkonnost 75 t/h páry o tlaku 6,4 MPa a teplotě 500 °C. Řešený proudový přístroj má nahradit ohřev napájecí vody v odstaveném vysokotlakém ohříváku. Zadané parametry:

Množství ohříváné napájecí vody:	20,83 kg/s
Tlak páry v bubnu:	6,4 MPa
Teplota ohříváné vody:	120 °C
Požadovaná teplota ohřáté vody	145 °C
Tlak ohříváné vody	7,2 MPa

Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace navrhovaného zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOLARČÍK, K.; KAMINSKÝ, J.; PUMPRLA, O. Kompresory. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.

KOLARČÍK, K. Proudové kompresory. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1994. 34 s. ISBN 80-7078-212-9.

KALČÍK, J.: Technická termodynamika. Academia, Praha 1973.

BAEHR, H.,D.: Termodynamik. Springer-Verlag, Berlin /Heidelberg/ New York 1966.

HIBŠ, M.: Proudové přístroje. SNTL Praha 1981, 183 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědoma, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů bude tato diplomová práce před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Ladislava Lipinová

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Poděkování

Děkuji panu doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za odborné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování diplomové práce.

ANOTACE

LIPINOVÁ, L. *Předehřev napájecí vody sytou parou*: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2018, 52 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Práce se zabývá výpočtem a konstrukčním návrhem proudového kompresoru při zadaných parametrech pro využití k ohřevu napájecí vody v tepelné elektrárně. Teoretická část práce obsahuje popis fyzikálního chování proudění v jednotlivých částech kompresoru - dýzy, směšovací komory a difuzoru. Dále popisuje účinnost a charakteristiku proudových kompresorů. Práce obsahuje popis zapojení proudového kompresoru a význam ohřevu napájecí vody v Rankin–Clausiově cyklu. Ve výpočtové části jsou uvedeny všechny výpočty nutné k návrhu proudového kompresoru pro zadané parametry. Součástí práce je rovněž i výkresová dokumentace.

ANNOTATION

LIPINOVÁ, L. *Preheating the Supply Water with Saturated Steam*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2018, 52 p. Thesis head: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

The aim of this thesis is the calculation and the design of the steam jet ejector with the predefined parameters in order to be used as regenerative feed water heating in the thermal power plant cycle. The theoretical part of the thesis contains a description of the physical behaviour of the flow in every individual part of the compressor - nozzle, mixing chamber and diffuser. It also describes the efficiency and properties of stream jet ejector. Additionally the thesis describes the connection of the steam jet ejector and its significance as regenerative feed water in the Rankin-Claus cycle. In the calculation section, all calculations required to design the steam jet ejector for specified parameters are given. The design drawings are enclosed at the end of the thesis.

Obsah

Úvod	11
1 Proudový kompresor	12
2 Obecný princip proudového kompresoru	14
2.1 Ejekční součinitel Γ	14
3 Dýza	16
3.1 Tvar dýzy	18
3.1.1 Machovo číslo	18
3.2 Zužující se tryska (konvergentní dýza)	19
3.3 (Konvergentně-divergentní tryska)	20
3.4 Proudění z kruhové vyústky	21
4 Směšovací komora	23
4.1 Rovnotlaká směšovací komora	23
4.2 Rovnoplochá směšovací komora	23
5 Difuzor	25
6 Zapojení proudového kompresoru v parním cyklu	28
6.1 Teorie tepelného oběhu – Carnotův cyklus	28
6.2 Rankin – Clausius Cyklus	29
6.2.1 Zvyšování účinnosti Rankin – Clausiusova Cyklu	31
6.2.2 Regenerační ohřev napájecí vody	32
6.3 Zapojení proudového kompresoru v elektrárenském cyklu	33
6.3.1 Transformace v proudovém kompresoru	34
7 Výpočtová část	35
7.1 Transformace prostředí v jednotlivých částech kompresoru	35
7.1.1 Základní vztahy a předpoklady pro výpočet	35
7.1.2 Zadané parametry	36
7.1.3 Bilance pro výpočet množství hnacího prostředí	36
7.2 Rozměrový výpočet dýzy	41
7.3 Rozměrový výpočet směšovací komory	41
8 Charakteristika proudových kompresorů	44
9 Účinnost proudových kompresorů	45
9.1 Výpočet účinnosti proudových kompresorů	46
Závěr	49

Seznam použitých značek a symbolů

A	průřez	[m ²]
H	Hybnost	[kg.m.s ⁻¹]
Q	Teplo	[J]
Q	Průtok	[m ³ .s ⁻¹]
R	Molární plynová konstanta	[J.K ⁻¹ .mol ⁻¹]
S	plocha	[m ²]
T	teplota	[K]
U	Vnitřní enegie	[J]
V	Objem	[m ³]
W	práce	[J]
Ma	Machovo číslo	[-]
a	rychlost zvuku	[m.s ⁻¹]
a	součinitel vířivosti	[-]
c _p	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	[J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	průměr	[m]
h	entalpie	[J.kg ⁻¹]
l	délka	[m]
p	tlak	[Pa]
r	měrná plynová konstanta	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s	entropie	[J.K ⁻¹]
w	rychlost	[m.s ⁻¹]
α	vrcholový úhel	[°]
β	úhel nastavení	[°]

Γ	ejekční součinitel	[-]
κ	adiabatický exponent	[-]
σ	tlakový poměr	[-]
ρ	hustota	[kg.m ³]
μ	plošné rozšíření	[-]
η	účinnost	[%]

Dolní indexy

ie	izoentropický
krit	kritický
sk	skutečný (se ztrátami)
ztr	ztráty
D	dýza
SK	směšovací komora
DIF	difuzor
v	voda
nv	napájecí voda
p	pára
'	médium po transformaci
1	hnací médium (napájecí voda)
2	hnané médium (pára)
3	směšovací komora
4	difuzor

Úvod

Parní kotel o výkonnosti $75 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ páry o tlaku $6,4 \text{ MPa}$ a teplotě 500°C je projektován pro teplotu napájecí vody 145°C . V důsledku poruch vysokotlakého ohříváku napájecí vody a jeho trvalého vyřazení z provozu se snížila teplota napájecí vody na vstupu do kotle na 120°C .

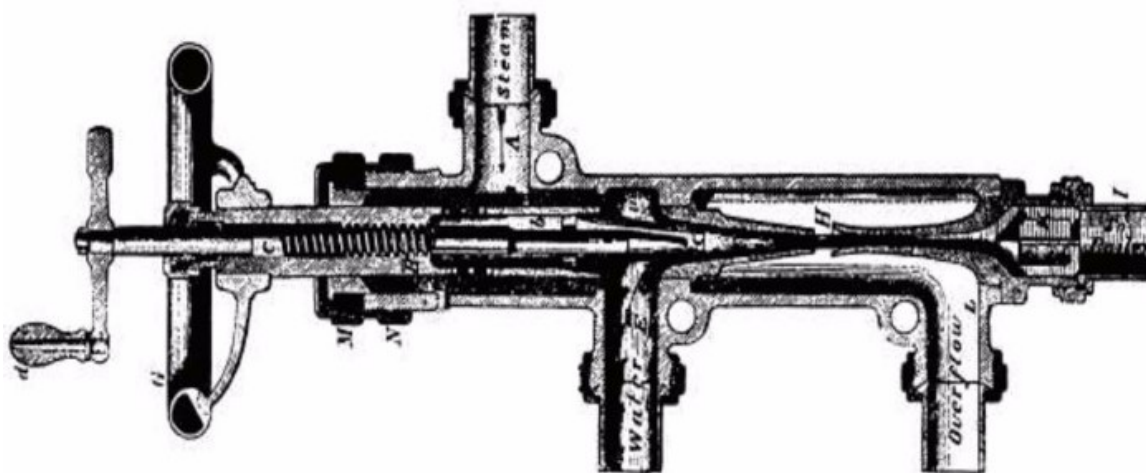
Snížená teplota napájecí vody, která je nižší než rosný bod spalin, může zapříčinit jednak rychlé zkorodování ohříváku napájecí vody (ekonomizéru), tak snížení odpadní teploty spalin, která se projevuje ucpáváním ohříváku vzduchu a korozí jeho trubek. Oba tyto projevy negativního působení snížení teploty napájecí vody se následně projeví zvýšením odpadní teploty spalin a tím i snížením účinnosti kotle a omezením výkonu kotle.

Pro obnovu provozu ohříváku napájecí vody a jeho ochrany před korozí je nutné zvýšit teplotu vody na 145°C – teplotu vyšší než je rosný bod spalin. Pro zvýšení teploty napájecí vody je možno nainstalovat zařízení pro její ohřev sytou parou odebíranou z kotelního válce kotle. Jako zařízení pro ohřev je možné použít kondenzátor podobně, jak se využívá pro výrobu kondenzátu pro vstřikovou regulaci teploty přehřáté páry. Další možností se nabízí proudový kompresor (též známý jako ejektor), ve kterém je jako hnací médium použita napájecí voda. Vzhledem k vyšším pořizovacím nákladům kondenzátoru se tento návrh zabývá návrhem ekonomičtější verze – proudovému kompresoru. Cílem práce je návrh a výpočet proudového kompresoru, zároveň objasnění nutnosti zapojení zařízení do Rankin-Clausiova cyklu.

1 Proudový kompresor

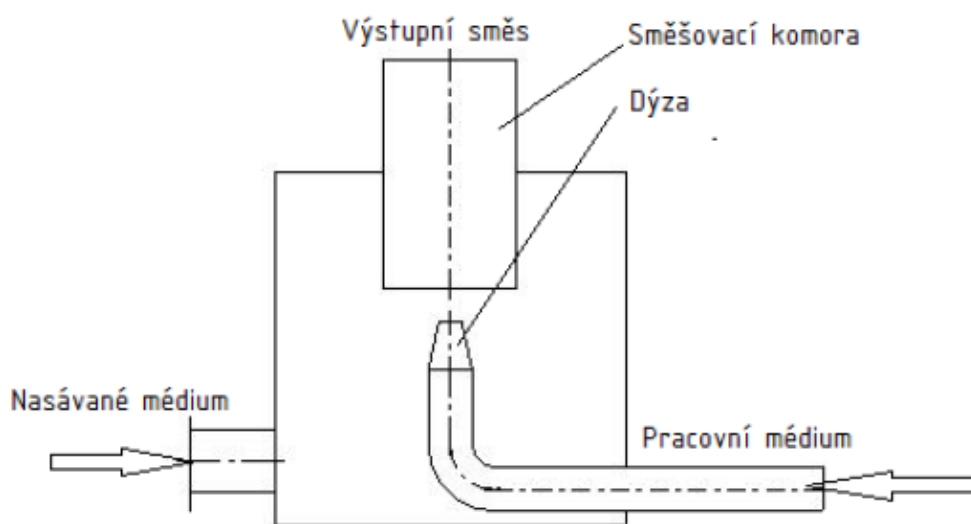
Proudový kompresor nebo také ejektor je sekundární energetický stroj, který se využívá ke stlačování, přepravě a odsávání plynů, par a kapalin. K jejich hlavním výhodám patří jednoduchá a ekonomicky nenáročná výroba, spolehlivost a nenáročnost údržby. Kompresor nemá točivé části a využívá Bernoulliho principu k zvýšení tlaku a míšení tekutin. Za rozšíření kompresorů v technické praxi stojí především jednoduchá výroba, spolehlivost a nenáročnost na údržbu. K hlavním nevýhodám proudových kompresů je účinnost, která nepřesahuje 30 %. Další nevýhodou kompresorů je omezená regulovatelnost. Tyto vlastnosti předurčují kompresory ke specifickému využití, ve kterém je počáteční investice důležitějším faktorem než nízká účinnost během provozu. Dále jsou vhodné pro využití tam, kde je přirozeně k dispozici hnací prostředí. Díky chybějícímu elektrickému pohonu nachází kompresor využití při odsávání v prostředí, kde může hrozit nebezpečí výbuchu. Uplatnění může najít i v korozivním prostředí, kde by častá výměna součástí byla nákladnější v porovnání s nižší účinností kompresoru. Výhodou proudových kompresů na rozdíl od lopatkových nebo pístových strojů je i možnost zpracovávání tekutin nečistých – tedy s příměsemi. Mezi další výhody je nutné uvést příklad proudových čerpadel, která jsou schopna překonávat vysokou dopravní výšku při značných hloubkách, může se zde využít i několika stupňů kompresoru. [1], [17]

Všestrannou využitelnost proudových kompresorů dokládá následující výčet některých aplikací: průmyslové chladicí zařízení, využití v chemickotechnologických provozech, v dolech, větrání a klimatizace, v energetice k přepravě popela a strusky v kotelnách parních elektráren, v plynových kotlích – ejektorové hořáky, v kondenzátorech k udržování vakua. [1], [12]



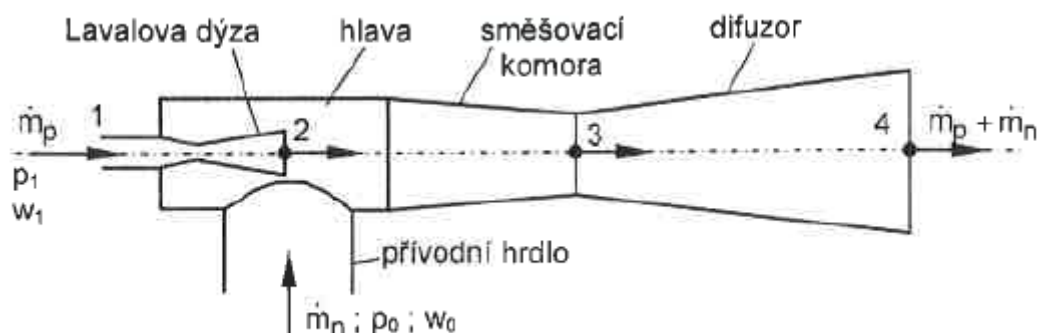
Obrázek 1 - Historický proudový kompresor z roku 1864 Henriho Giffarda [15]

Z historie proudových kompresorů jsou dochovány první zmínky o sestrojení zařízení na principu proudových kompresorů z druhé poloviny 16. století, kdy bratři de Lormové předložili typ proudového přístroje podobající se dnešním rozstřikovačům. Přístroj se prakticky vůbec nerozšířil, ale jeho dokonalejší verzi představil v první polovině 18. století markýz d'Ectot, který si svůj návrh nechal patentovat. Přístroj měl už všechny atributy dnešních kompresorů, avšak přístroj nenašel velké praktické využití převážně díky omezenému překonávání malých protitlaků. Za hlavního vynálezce dnešních proudových přístrojů se považuje až Francouz Giffard, který si roku 1848 nechal patentovat svůj návrh parního proudového přístroje s přepouštěcím prostorem a ventilem [obr. 12]. Jeho návrh byl dokonce oceněn Velkou cenou francouzské Akademie věd. Následně na Giffarda návazala řada dalších konstruktérů, kteří se zasloužili o zdokonalení a rozšíření proudového kompresoru a jejich největších rozmach přišel ve funkci napáječů pro parních lokomotiv. [1], [12]



Obrázek 2 - Schéma proudového kompresoru podle návrhu markýze d'Ectota [12]

2 Obecný princip proudového kompresoru



Obrázek 3 - Schéma proudového kompresoru [4]

Na obrázku 3. je zobrazeno základní schéma proudového kompresoru. Kompresor se skládá z vstupní komory (hlavy), směšovací komory a difuzoru. Ve vstupní komoře se nachází přívod potrubí hnacího (dýza) a hnaného média. Princip proudového kompresoru je postaven na využití rozdílných stavů dvou prostředí – hnacího (pracovní látka) a hnaného (dopravovaná látka). Hnací prostředí se vyznačuje vyšší tlakovou energií, která se v dýze transformuje na energii kinetickou a tlaková energie klesne až pod úroveň tlakové energie prostředí hnaného. Na vzniklý podtlak média vycházející z dýzy se ve vstupní komoře nasaje hnané prostředí. Obě média se tak ještě před vstupem do směšovací komory začnou mísit. Ve směšovací komoře se oba proudy turbulentně promísí, přičemž část kinetické energie pracovní látky je předávána látce dopravované. Výsledný proud vycházející ze směšovací komory je definovaný takto:

$$m_{\text{výsledný proud}} = m_{\text{hnacího prostředí}} + m_{\text{hnaného prostředí}} \quad (2.1)$$

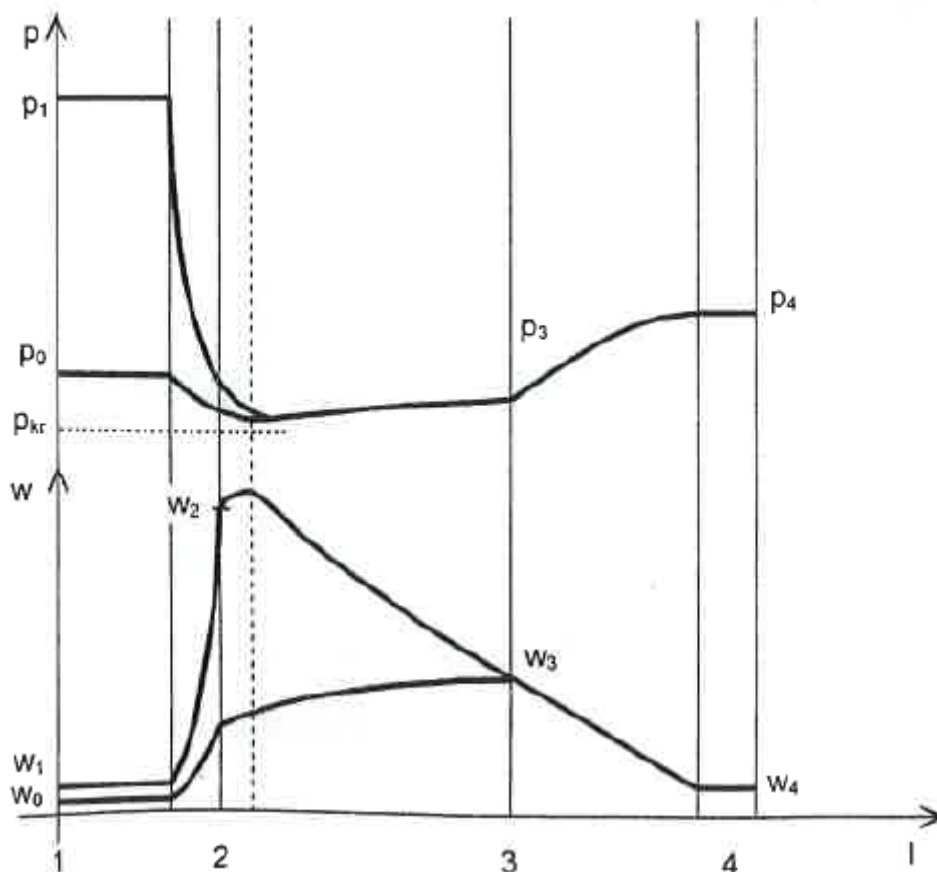
Výsledný proud vycházející ze směšovací komory následně vstupuje do difuzoru, kde svou kinetickou energií přemění na tlakovou. [1], [4]

Na obrázku 4. je znázorněn průběh tlakové a kinetické energie v jednotlivých částech kompresorů.

2.1 Ejekční součinitel Γ

Pro výpočet proudového kompresoru je nutné znát takzvaný ejekční součinitel, což je poměr hmotnostního toku mezi hnaným a hnacím médiem. [4]

$$\Gamma = \frac{m_{\text{hnaný}}}{m_{\text{hnací}}} \quad (2.2)$$



Obrázek 4 - Průběh tlaků a rychlostí v proudovém kompresoru [4]

1–2 Hnací i hnané prostředí vstupují do vstupní komory. Hnací prostředí expanduje v dýze, tlaková energie se transformuje na energii kinetickou. Kinetická energie roste, tlaková energie klesá pod hodnotu energie tlakové hnaného prostředí.

2–3 Hnané prostředí se v důsledku podtlaku vzniklého v dýze začne přisávat na hnací prostředí ještě před vstupem do směšovací komory. Ve směšovací komoře se rychlostní a tlakový profil obou prostředí začne vyrovnávat. Hnací prostředí předává energii prostředí hnanému. Na konci směšovací komory je profil obou prostředí vyrovnaný a komoru opouští homogenizované prostředí.

3–4 Homogenizované prostředí vstupuje do difuzoru, kde je energie kinetická transformovaná na energii tlakovou. Látka opouští difuzor s vyšším tlakem a nižší rychlostí.

Každý proudový kompresor je navrhován pro konkrétní hodnoty tlaků na vstupu a výstupu, jelikož transformace mezi stavy hnacího a hnaného média je závislá na rozměrech jednotlivých součástí kompresoru. Proudový kompresor nelze provozovat mimo tyto navrhované stavy. [1], [4], [14]

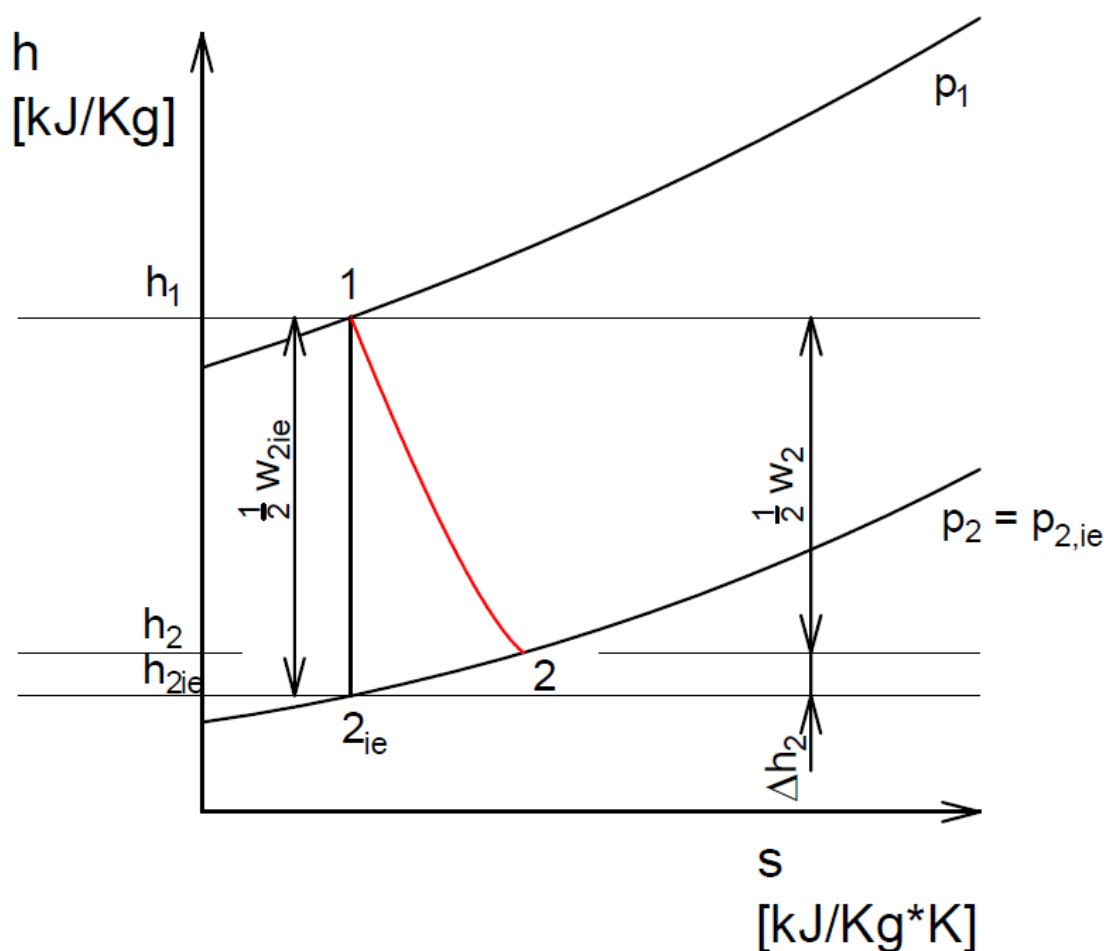
3 Dýza

Dýza je strojní součást s plynulou změnou průtočného průřezu, ve které po celé její délce dochází k expanzi, to znamená k transformaci energii tlakové na energii kinetickou.

Na obrázku 5. je zobrazen průběh ideální adiabatické (izoentropické – 1-2_{ie}) a skutečné expanze (1-2) v dýze pomocí h-s diagramu. Při expanzi média z tlaku p₁ na tlak p₂ se energie transformuje z tlakové na kinetickou podle vztahu:

$$h_1 + \frac{1}{2} w_1^2 = h_2 + \frac{1}{2} w_2^2 \quad (3.1)$$

Skutečná expanze v trysce je ovlivněná ztrátovým teplem, které vzniká vnitřním třením plynu a třením plynu o stěny trysky. Tato ztráta snižuje výslednou kinetickou energii plynu a představuje rozdíl mezi teoretickou (izoentropickou) expanzí a skutečnou expanzí. [5]



Obrázek 5 - Izoentropická a skutečná expanze proudění v dýze znázorněna v h-s diagramu

Rychlost plynu na výtoku z trysky pro izoentropické proudění (beze ztrát) je popsáno Saint Venantovou rovnicí:

$$w_{2,ie} = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_{2,ie})} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} h_1 - h_{2,ie} &= c_p \cdot (T_1 - T_{2,ie}) = c_p \left(1 - \frac{T_{2,ie}}{T_1}\right) \cdot T_1 \\ &= c_p \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2,ie}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$c_p = \kappa \cdot \frac{r}{\kappa - 1} = r \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}$$

$$h_1 - h_{2,ie} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2,ie}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \quad (3.4)$$

$$w_{2,ie} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2,ie}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] + w_1^2} \quad (3.5)$$

S ohledem na celkový stav plynu před tryskou:

$$w_{2,ie} = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_{2,ie})} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2,ie}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad (3.6)$$

Pro výslednou rychlost mohou nastat tři různé stavy:

$$w_{2,ie} < w_{krit}$$

$$w_{2,ie} = w_{krit}$$

$$w_{2,ie} > w_{krit}$$

Přičemž w_{krit} definujeme jako mezní rychlost šíření tekutiny v daném prostředí a odpovídá rychlosti zvuku a :

$$w_{krit} = a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{krit}} = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (3.7)$$

3.1 Tvar dýzy

Obečná rovnice pro adiabatické proudění tj. izoentropické:

$$(Ma^2 - 1) \cdot \frac{dw}{w} = \frac{dA}{A} \quad (3.8)$$

Charakteristická rovnice (taktéž známa jako Hugoniotův teorém) závislosti změny průřezu dýzy na změně rychlosti proudění, která se liší pro podzvukové a nadzvukové proudění v závislosti na velikosti Machova čísla.

3.1.1 Machovo číslo

Machovo číslo je definováno jako poměr mezi rychlosti proudění k rychlosti zvuku v daném prostředí:

$$Ma = \frac{w}{a} \quad (3.9)$$

Chování proudění v závislosti na velikosti Machova čísla:

Ma < 1 Podkritické (podzvukové) proudění

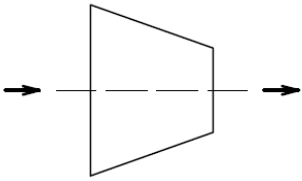
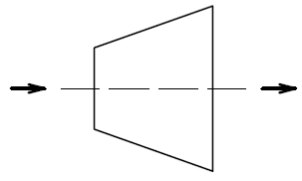
Při podzvukovém proudění zmenšení průřezu se projevuje zvýšením rychlosti proudu a naopak.

Ma = 1

Pro $Ma=1$ dosahuje proud rychlosti zvuku a nastává zde tedy kritická rychlost proudění a^* . Z Hugoniotova teorému (rovnice 3.8) vyplývá, že průřez proudícího kanálu je konstantní – $dA/A=0$, to znamená, že je jedná o extrém funkce změny průřezu kanálu. Z výše uvedených vztahů vyplývá, že proud dosáhne rychlosti zvuku při zmenšování průřezu a tudíž rychlosti zvuku dosáhne proud v nejmenším průřezu trubice. Pro teoretické ideální proudění je možné udržet kritickou rychlost po celé délce konstantního průřezu, ve skutečnosti díky ztrátám se proud urychlí na rychlost zvuku až na konci trubice.

Ma > 1 Nadkritické (nadzvukové) proudění

Při nadzvukovém proudění zmenšení průřezu je přímo úměrné se zmenšením rychlosti proudu a naopak. [5], [7]

Tabulka chování dýzy		
	 $dA < 0$	 $dA > 0$
$Ma < 1$ $w < a$	$dp < 0$ $dw > 0$	$dp > 0$ $dw < 0$
$Ma > 1$ $w > a$	$dp > 0$ $dw < 0$	$dp < 0$ $dw > 0$

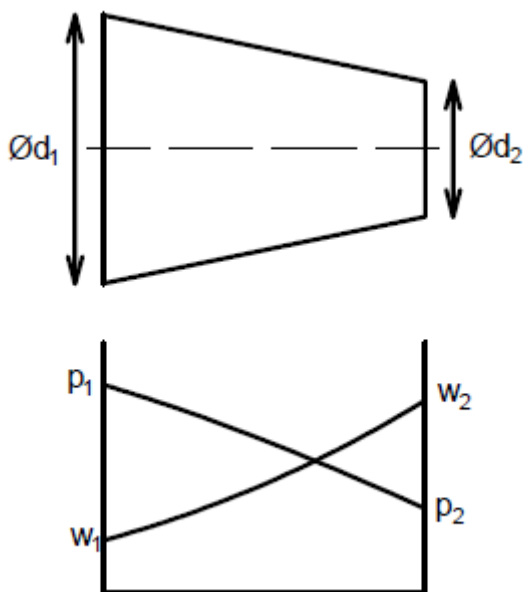
Tabulka 1 Chování dýzy v závislosti na Machově čísle a změně průřezu

3.2 Zužující se tryska (konvergentní dýza)

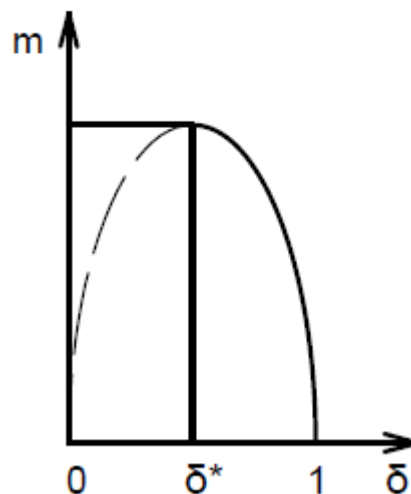
Z výše uvedených vztahů, je zřejmé, že pro dosažení zvýšení rychlosti podzvukového proudění při proudění kanálem (tryskou), lze docílit plynulým zužováním průřezu kanálu a to až do dosažení kritické rychlosti – rychlosti zvuku. Výstupní rychlost proudění závisí na tlaku na vstupu a tlaku na výstupu.

Na obrázku 6. je znázorněna teoretická transformace tlakové energie na energii kinetickou v plynule zužujícím se kanálu pro podzvukové proudění. Takto tvarovanou dýzou je možno urychlit proudění až po kritickou rychlost – rychlost zvuku.

Z rovnice kontinuity můžeme určit hmotnostní tok plynu dýzou (rovnice č. 3.6). Teoreticky z rovnice kontinuity vyplývá, že s klesajícím tlakem za dýzou roste hmotnostní tok plynu do kritického tlakového poměru σ^* a poté následně hmotnostní tok klesá. Kritický tlakový poměr σ^* je tlakový poměr, při kterém dochází k maximálnímu hmotnostnímu průtoku dýzou. Ve skutečnosti je hmotnostní tok konstantní od kritického tlakového poměru σ^* až po expanzi do vakua. Tento jev je v inženýrské praxi známý pod pojmem Bendemanova elipsa, která je zobrazena na obrázku 7. [5], [7], [8], [9], [10]



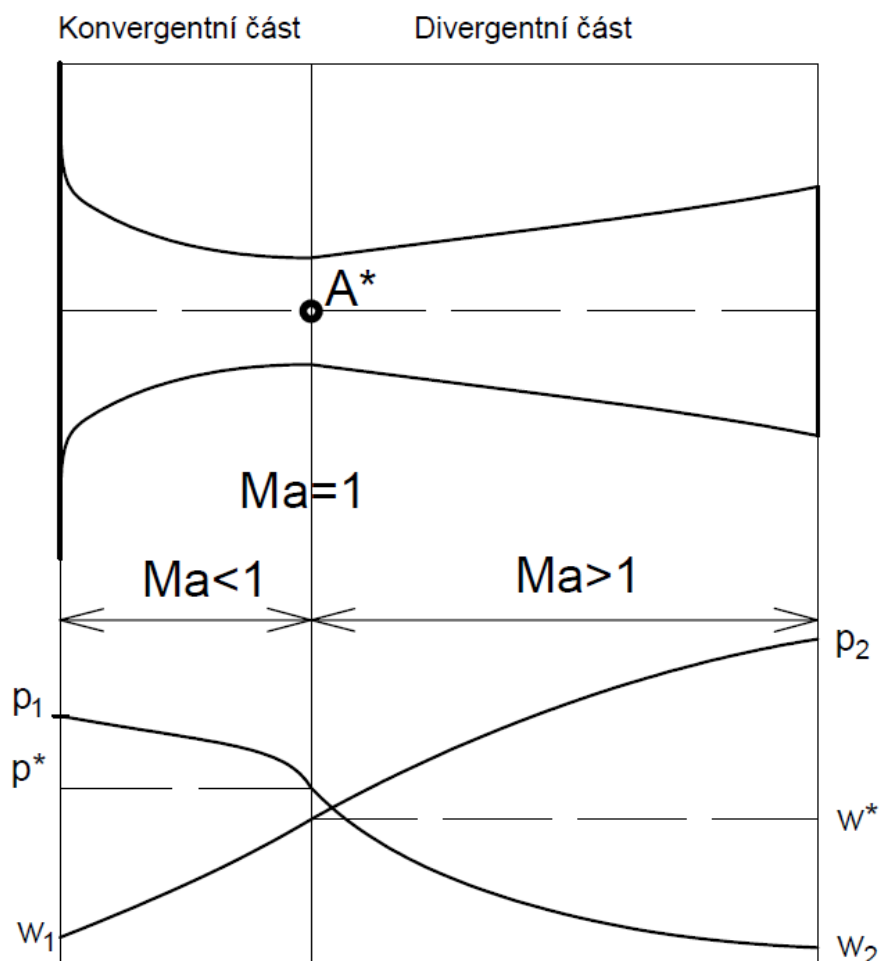
Obrázek 6 - Znáznornění změny průběhu tlaku a rychlosti podkritického proudění při transformaci v dýze s plynule zužovaným průřezem. [14]



Obrázek 7 - Závislost hmotnostního toku média na tlakovém poměru – Bendemanova Elipsa. [11]

3.3 (Konvergentně-divergentní tryska)

Lavalova neboli konvergentně – divergentní tryska se používá pro expanzi proudění na vyšší než kritickou rychlost. Jak vyplývá z rovnice 3.8 podkritické proudění ($Ma < 1$) se nejdříve urychlí na mez rychlosti zvuku v divergentní trysce. V nejužší části dýzy (v bodě A^*) dosáhne proudění kritické rychlosti ($Ma = 1$). Následně proudění vstupuje do divergentní (rozšiřující se) trysky, kde zvyšuje svou nadzvukovou rychlost ($Ma > 1$). Teoretický průběh transformace tlakové energie na energii kinetickou v Lavalově dýze je naznačena na obrázku č. 8. Teoreticky se místo, kde dochází ke kritickému proudění – tedy nejužší část dýzy, volí co jak nejkratší a to proto, že v případě teoretického směšování (zanedbáním ztrát jako víření, tření o stěny dýzy, tření proudění mezi jednotlivými vrstvami) právě zde dochází k předělu mezi podkritickým a nadkritickým prouděním. Pokud by proudění nedosáhlo kritického proudění v této části dýzy, divergentní část trysky by s podkritickým prouděním pracovala jako difuzor (podle rovnice 3.8). Při expanzi ve skutečné dýze dosahuje proudění vlivem ztrát kritické rychlosti těsně za průřezem rozšiřující (divergentní) části. [5], [7], [8], [9], [10]



Obrázek 8 - Znázornění změny průběhu tlaku a rychlosti proudění při transformaci v Lavalově dýze. [14]

3.4 Proudění z kruhové vyústky

Stav proudění za ústím dýzy pro podkritické proudění ze zužující se trysky je znázorněné na obrázku 9. Přechodný průřez je oblast mezi vyústěním dýzy a vstupem do směšovací komory. Chování média v tomto prostoru popisuje teorie proudění z kruhové vyústky. Proud po výstupu z otvoru (kruhové) vyústky nezůstává (kruhový) tvar. Účinkem turbulentního proudu je okolní médium strháváno do proudu – viz obrázek 8. Proud se rozšiřuje, přičemž současně klesá jeho rychlost a uvádí se větší objem páry do pohybu. Můžeme zvažovat, že rozšiřování proudu je přímkové a tudíž proud u kruhové průřezu tvoří kužel s vrcholovým úhlem 2α . [1], [3]

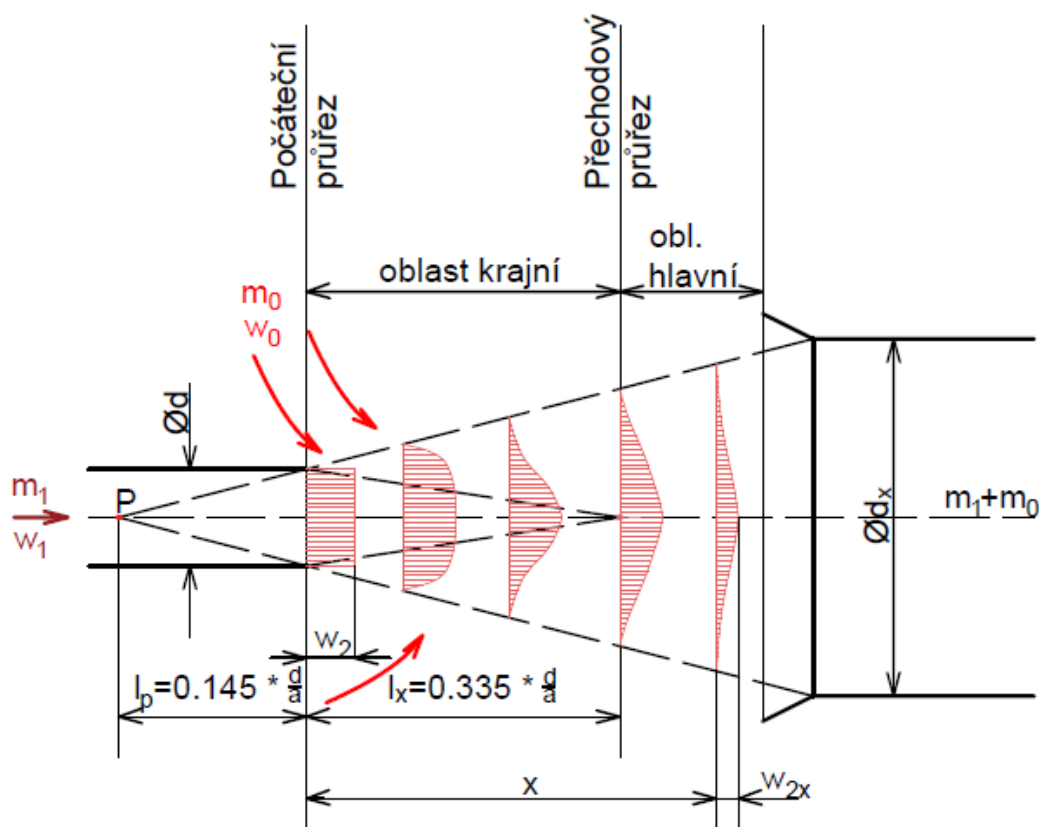
Vrchol kužele se nachází před ústím dýzy a to tak, aby hranice proudu procházela okrajem vyústí. Přechodný průřez dělí proud na dvě části: oblast krajní (s jádrem proudu) a oblast hlavní. Experimentálně byly určeny vzdálenosti počátečního a přechodového průřezu od ústí vyústí (rovnice 3.10 a 3.11) [1], [3]:

$$\text{Vzdálenost počátečního průřezu: } l_p = 0,145 \cdot \frac{d}{a} \quad (3.10)$$

$$\text{Vzdálenost přechodového průřezu: } l_x = 0,335 \cdot \frac{d}{a} \quad (3.11)$$

Při výstupu média z vyústí je osová rychlost média konstantní a rovna výstupní rychlosti proudu. Rychlost proudu klesá směrem od osově rychlosti ke stěnám. Po opuštění takzvané krajní oblasti začne střední rychlost proudu klesat. Vzdálenost přechodného průřezu od výtokového otvoru je závislá na tzv. *součiniteli vířivosti* a a na průměru výtokového otvoru. Čím větší je úhel rozptylu proudu, tím rychleji roste intenzita směšování. Experimentálně byl určen vztah mezi úhlem rozptylu a součinitelem vířivosti [1], [3]:

$$\operatorname{tg} \alpha = 3,4 \cdot a \quad (3.12)$$



Obrázek 9 - Znázornění průběhu proudění z kruhové vyústky [1].

4 Směšovací komora

Přímý přenos části kinetické energie hnacího prostředí hnanému. K převodu energie není potřeba využití klikového mechanismu nebo lopatek jako u jiných druhů kompresorů. Mechanismus přenosu energie využívá účinku smykového napětí mezi sousedními vrstvami tekutin. Toto napětí je největší v oblasti rozhraní mezi dvěma proudy na začátku směšovací komory tedy v oblasti s největšími změnami rychlosti. Míšení využívá vazkosti tekutiny, kdy rozhraní tekutiny nezůstává tvarově stabilní, ale svinuje se do spirál, jež jsou zdrojem virů. Spirály nejdříve na začátku směšovací komory rostou a následně se rozptylují do většího množství malých virů. V průběhu míšení je během nárůstu spirály tak i při následujícím rozpadu na menší útvary zatahováno stále více částic tekutiny hnacího a hnaného prostředí až dojde k úplnému promíšení obou tekutin a homogenizaci média na konci komory. Znázornění procesů míšení je uvedeno na obrázku 11. Míšení je nejztrátovější proces v celém proudovém kompresoru. Proto je nutné při návrhu komory minimalizovat další možné ztráty. V technické praxi se využívají dva typy směšovacích komor – rovnoplochá a rovnotlaká zobrazeny na obrázku 10. [1]

4.1 Rovnotlaká směšovací komora

Dochází ke směšování za konstantního tlaku, což má za výsledek rychlejší míšení proudů, vyšší účinnost a menší stavební délku komory. Výrobně je směšovací komora složitější a nákladnější z důvodu změny průřezu podél délky komory. Pro výpočet je nutné určit kromě vstupního průřezu komory a její délky také určit meridiální průřez. Pro poměrně složitý výpočet meridiálního průřezu se využívají vztahy podle Flugela, Jermakova nebo Hickmana. Z důvodu vyšších výrobních nákladů na rovnotlakou směšovací komoru se pro návrh této práce bude volit rovnoplochá směšovací komora. [1]

4.2 Rovnoplochá směšovací komora

Rovnoploché směšovací komory jsou nejčastěji užívaným typem komor díky své konstrukční jednoduchosti a nízkým výrobním nákladům, které převáží nad horší účinností v porovnání s rovnotlakou směšovací komorou. Vyznačující se konstantním průměrem podél celé délky komory, který se vypočte z vstupních rychlostí obou proudů do komory (ze kterých lze určit výstupní průtokový průřez dýz hnacího a hnaného prostředí A_1 a A_2) a ejekčního součinitele Γ (kapitola 2.1). [1]

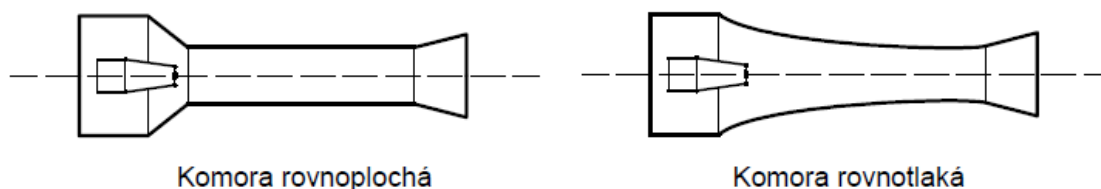
Vztah pro výpočet průměru válcové směšovací komory:

$$d_{SK} = \sqrt{\frac{4}{\pi} (A_1 + A_2)} \quad (4.1)$$

Délka komory se určuje podle doporučeného vztahu vzešlého z experimentálních poznatků:

$$L_{SK} = (5 - 8) \cdot d_{SK} \quad (4.2)$$

Menší hodnota se volí pro přístroje s menším poměrem hnací a hnané rychlosti.



Obrázek 10 - Dva základní typy směšovacíh komor proudového přístroje. [1]

Nevýhodou tohoto vztahu je určitý rozptyl délky a neurčení vhodného fyzikálního kritéria. Určení vhodné délky směšovací komory je zásadní pro minimalizaci ztrát už v tak velmi ztrátovém procesu s nízkou účinností.

Tlaková změna ve směšovací komoře je daná jak změnou kinetické energie mezi směšovanými proudy tak i třecími ztráty podél stěny komory. Tlaková změna vlastního směšování je dána jak tlakovou ztrátou mezi jednotlivými vrstvami tak určitým nárůstem tlakem zapříčiněným ztrátou kinetické energie. U vhodně navržených komor převládá tlakový nárůst na výstupu z komory. U komory s delší než optimální délkou je pozorován určitý tlakový pokles způsobený převážně zvětšujícími se třecími ztrátami, které ovšem nejsou značné. Avšak u kratších délek směšovací komory se budou tlakové poměry na výstupu značně zhoršovat. [1], [4]

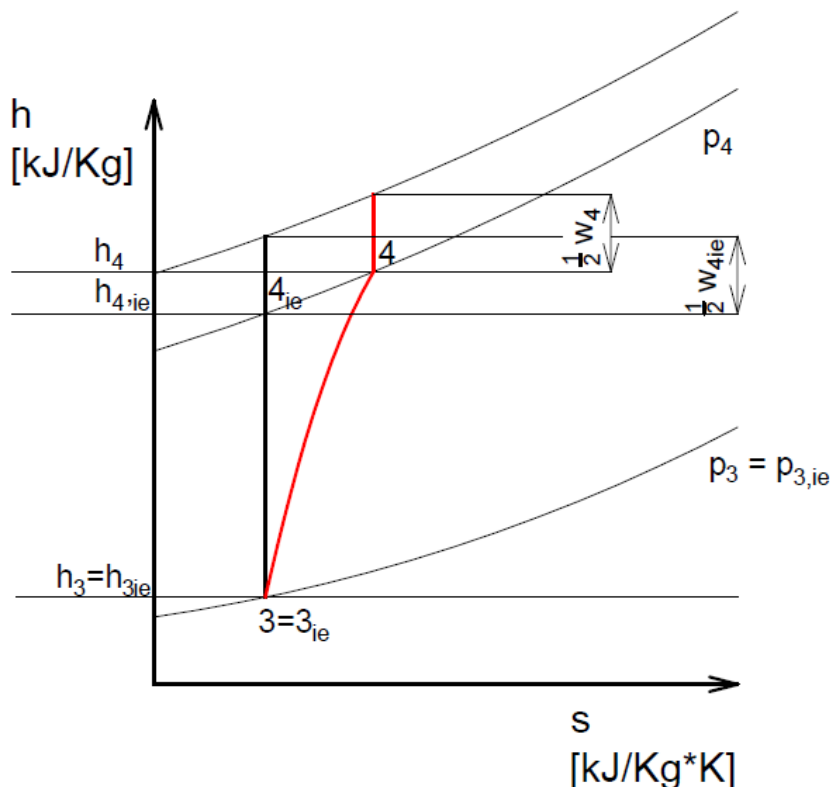


Obrázek 11 - Schéma směšování proudů v směšovací komoře. [1]

5 Difuzor

Difuzor je strojní netočivá součást s plynulou změnou průtočného průřezu, která přeměňuje kinetickou energii na tlakovou. Je to poslední část proudového kompresoru a ačkoliv není nutná k zajištění činnosti ejektoru, značně zvyšuje jeho celkovou účinnost. Ideální transformace v difuzoru je opačná k ideální transformaci v dýze. [1], [11]

Podle Hugoniotova teorému (viz. kapitola 3.1 a tabulka 1.) se tvar difuzoru liší pro podzvukové a nadzvukové proudění.



Obrázek 12 - Transformace v difuzoru znázorněna v h-s diagramu

Transformace v difuzoru v h-s diagramu: Polytropická komprese (skutečný difuzor) se od izoentropické (ideální difuzor) liší menším konečným stlačením a vyšší rychlostí na výstupu. Skutečný difuzor a jeho výpočet je závislý na několika faktorech a to převážně na geometrických a aerodynamických parametrech.

Geometrické parametry:

- tvar difuzorového kanálu a to převážně úhel rozšíření.
- drsnost obtékaných stěn

Aerodynamické parametry:

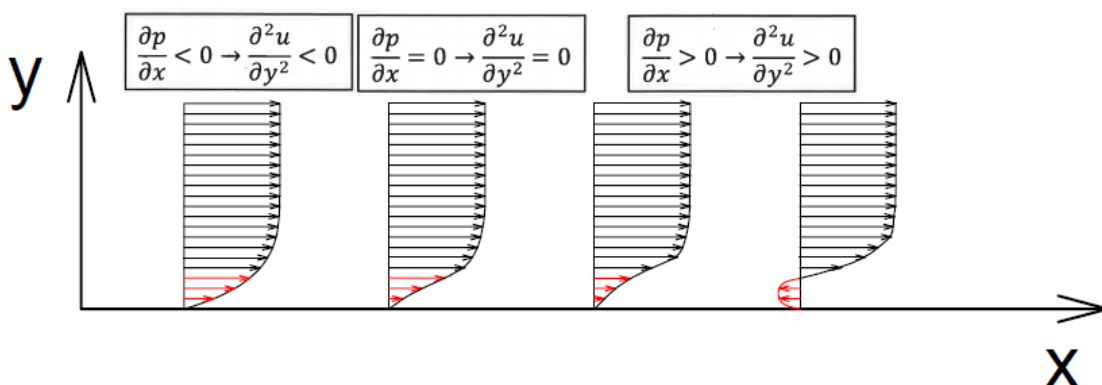
- vstupní rychlostní profil
- vstupní turbulence
- rotace proudu
- fyzikální vlastnosti proudu (Machovo a Reynoldsovo číslo)

Z konstrukčního hlediska je možno ovlivnit převážně geometrické parametry a omezit jejich vliv na tlakovou ztrátu.

Drsnost obtékaných stěn se projevuje vznikem víru mezi stěnou a proudem. Čím větší drsnost obtékané stěny, tím silnější víření vzniká v proudícím médiu. Pro konstrukční návrh volíme drsnost $Re \ 0,8$.

O správnou funkčnost difuzoru je zásadní správný návrh úhlu rozšíření. Úhel rozšíření difuzoru má vliv na vznik tzv. zpětného proudění média (odtržením mezní vrstvy). Obecně se udává úhel rozšíření pro průtok bez odtržení proudu mezi 6° - 10° .

Pro zvyšující se gradient roste pravděpodobnost odtržení mezní vrstvy. Tento jev nastává, kdy se část proudu proudící u stěny trubice v důsledku působení třecích sil mezi vrstvami odtrhne a proudí proti směru proudění, viz obrázek 13. Tento jev se negativně projeví jako tlaková ztráta na účinnosti celého kompresoru.



Obrázek 13 - Vliv odtržení mezní vrstvy v závislosti na změně nárůstu tlaku. [6]

Převod kinetické energie v difuzoru na energii tlakovou je určeno vztahem rychlostí a tlakem proudící tekutiny bez přívodu energie podle rovnice kontinuity (zachování hmotnosti) a rovnice zachování energie. Ze vztahu pro poměrný vzrůst tlaku (rovnice 5.2) můžeme určit, že pro ideální (bezztrátové) jednorozměrné proudění je plošné rozšíření difuzoru jediným určujícím parametrem pro návrh rozměrů difuzoru. [1], [5], [11]

Plošné rozšíření difuzoru (stupeň převodu energie):

$$\mu_{DIF} = \frac{A_{DIF}}{A_{SK}} \quad (5.1)$$

Vztah pro poměrný růst tlaku - udává jak velké množství kinetické energie se přemění na energii tlakovou:

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_3^2} = \frac{p_4 - p_3}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_3^2} = 1 - \left(\frac{w_4}{w_3}\right)^2 \quad (5.2)$$

Z výše uvedených vztahů lze určit výstupní rychlost difuzoru a pro daný úhel rozšíření i výstupní průřez. Délka difuzoru je určena výstupním průřezem a úhlem rozšíření. [1], [14]

6 Zapojení proudového kompresoru v parním cyklu

6.1 Teorie tepelného oběhu – Carnotův cyklus

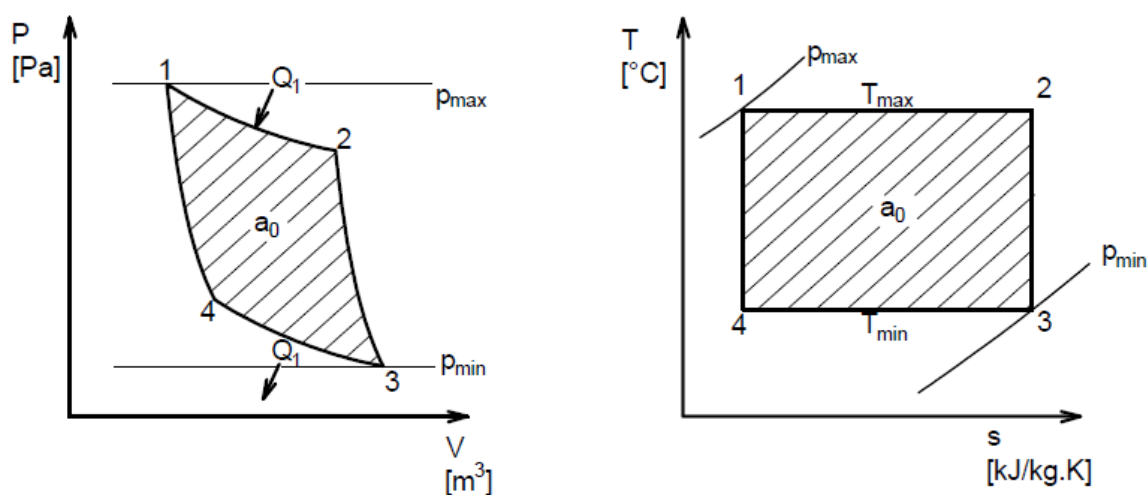
Carnotův cyklus je teoretický ideální vratný děj tepelného stroje, který se skládá ze dvou adiabatických a dvou izotermických dějů:

- 1-2 Izotermická expanze
- 2-3 Izoentropická expanze
- 3-4 Izotermická komprese
- 4-1 Izoentropická komprese

Ideální tepelný stroj převádí část dodaného tepla na práci a_0 a zbytek tepla je odvedeno do chladicí jednotky.

Účinnost Carnotova oběhu je definovaná jako poměr vykonané práce k dodané energii:

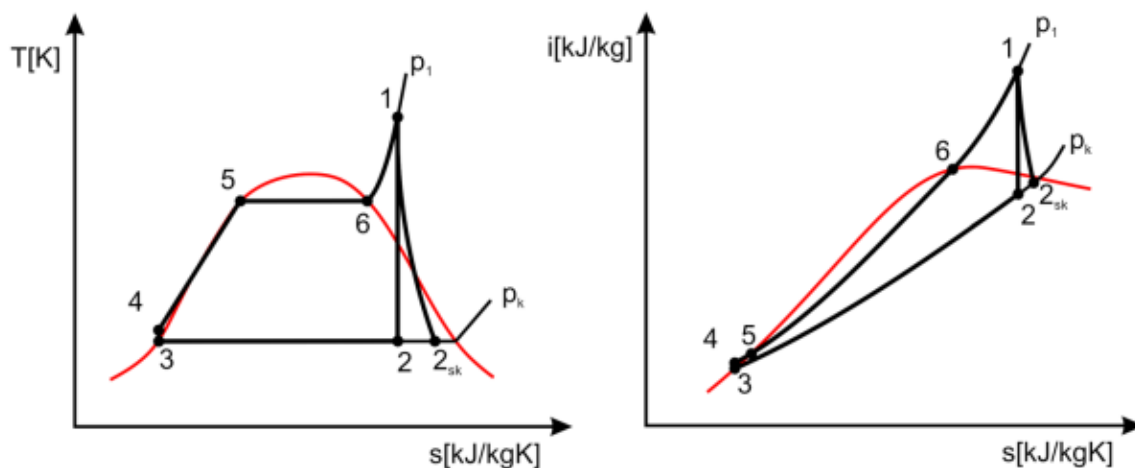
$$\eta = \frac{a_0}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 \cdot (s_2 - s_1) - T_2 \cdot (s_2 - s_1)}{T_1 \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (6.1)$$



Obrázek 14 - Carnotův cyklus znázorněný v P-V a T-s diagramu. [5]

6.2 Rankin – Clausius Cyklus

Nejstarší a nejběžnější tepelný oběh v energetice, který transformuje tepelnou energii na mechanickou práci (respektive elektrickou energii). Pracovní látkou je voda.



Obrázek 15 - Rankin Clausius cyklus znázorněný v P-V a T-s diagramu. [16]

Základní částí cyklu:

Napájecí čerpadlo

Zdroj tepla – parní kotel – skládá se z: Ohříváku vody, Výparníku a Přehříváku páry

Turbína + Generátor

Kondenzátor

Ideální cyklus:

1-2 Izoentropická expanze – Turbína

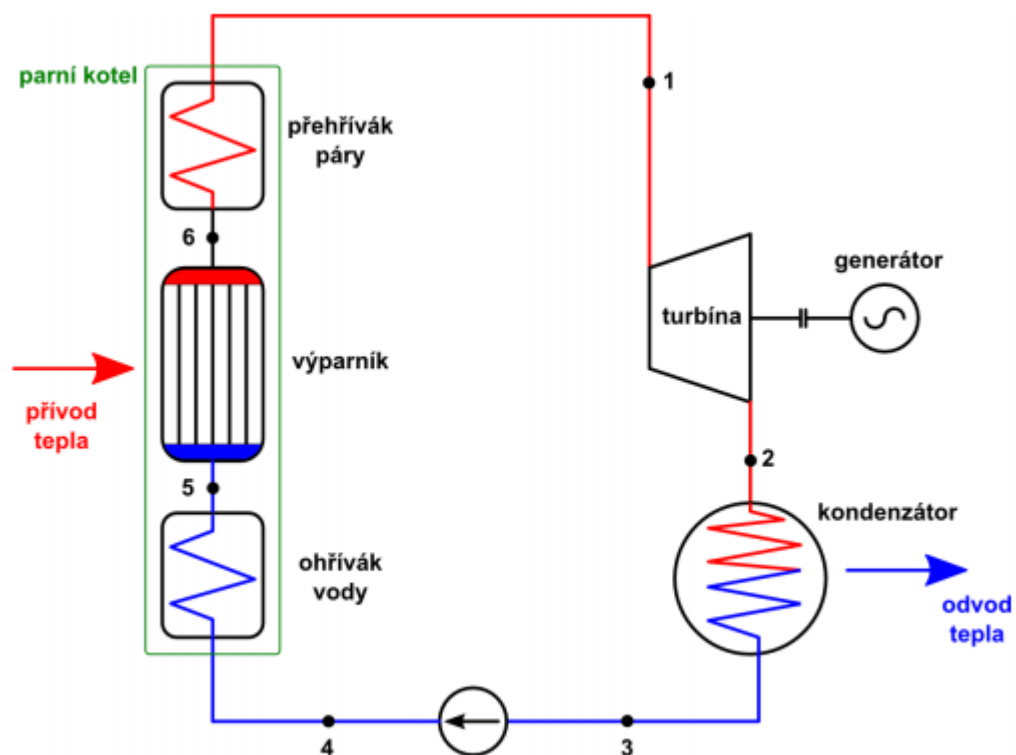
2-3 Izobarický odvod tepla – Kondenzátor

3-4 Izoentropická komprese – Napájecí čerpadlo

4-6 Izobarický přívod tepla – Ohřívák vody, Výparník a Přehřívák páry

Princip cyklu:

V napájecím čerpadle se zvýší tlak pracovního média – vody. Ta následně vstupuje do kotelního tělesa. V ohříváku vody se voda ohřeje na mez syté kapaliny a ve výparníku se voda vypaří až na suchost páry $x=1$. Tato pára na mezi suchosti následně vstupuje do přehříváku páry, kde se zvyšuje její teplota v oblasti přehřáté páry. Přehřátá pára pokračuje z přehříváku páry do turbíny, kde při expanzi vykoná mechanickou práci. Turbína pohání generátor. Expandovaná pára z turbíny pokračuje do kondenzátoru, kde izobaricky pára změní své skupenství na vodu. Voda pokračuje do napájecího čerpadla. Schéma RC cyklu je zobrazeno na obrázku 16. [5]



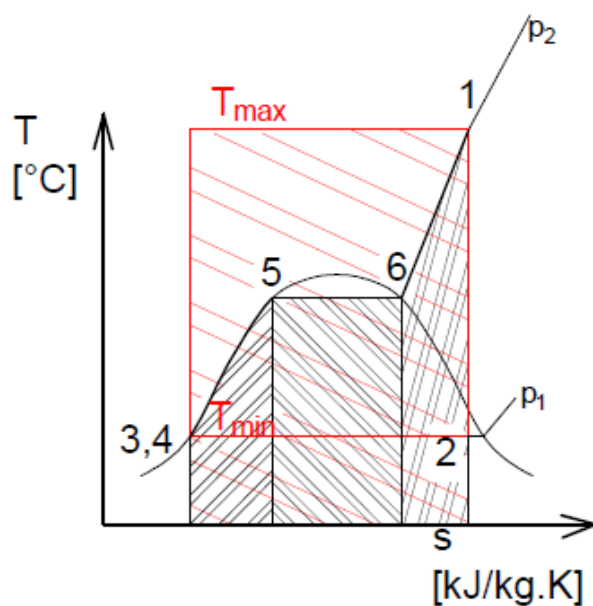
Obrázek 16 - Schéma Rankin – Clausiusova cyklu [16]

Účinnost Rankin – Clausiusova cyklu je definovaná jako poměr vykonané práce k dodané energii:

$$\eta = \frac{W_T - W_{N\check{c}}}{Q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_4)}{h_4 - h_1} \quad (6.2)$$

6.2.1 Zvyšování účinnosti Rankin – Clausiusova Cyklu

Při porovnávání T-s diagramu obou cyklů je zřejmá odchylka Carnotova tepelného oběhu od idealizovaného Rankin-Clausiova oběhu (dále jen R - C Cyklu). Vzhledem k nízké účinnosti elektrárenského celku (asi 30%), je zapotřebí zvýšit účinnost cyklu přiblížením R - C cyklu k cyklu Carnotovu - Carnotizace, což je možno dosáhnout buď zvýšením přivedeného tepla, nebo snížením tepla odvedeného. V technické praxi jsou využívány následující úpravy R-C cyklu [5]:



Obrázek 17 – Porovnání Carnotova a Rankin-Clausiova cyklu. [5]

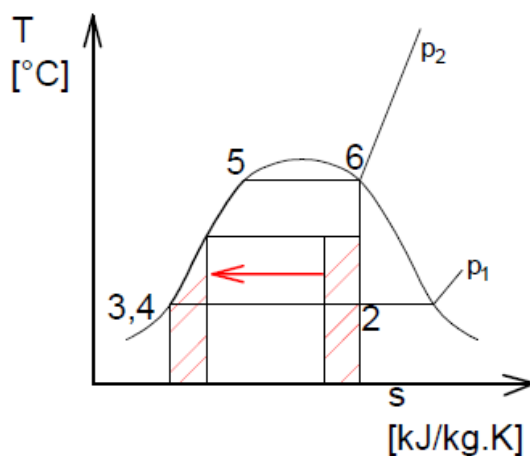
Možnosti zvyšování účinnosti parního oběhu:

1. Snížení tlaku v kondenzátoru
2. Zvýšení parametrů vstupní páry
3. Přihřívání páry
4. Regenerační ohřev napájecí vody

Vzhledem k zadání diplomové práce, se tato práce bude zabývat pouze jedním způsobem carnotizace a to regeneračním ohřevem napájecí vody.

6.2.2 Regenerační ohřev napájecí vody

Z obrázku č. 17 je zřejmé, že největší odchylkou od Carnotova cyklu a tudíž i nejnižší tepelnou účinnost, má R-C cyklus při ohřevu vody. Pro snížení tohoto negativního jevu se pro ohřev vody částečně využívá regenerativní ohřev odběrem páry z turbíny (obrázek 18). Při ohřevu se využívá vysokých parametrů páry a skupenského tepla kondenzace páry. Takto se účinnost celého cyklu zvýší. [5]

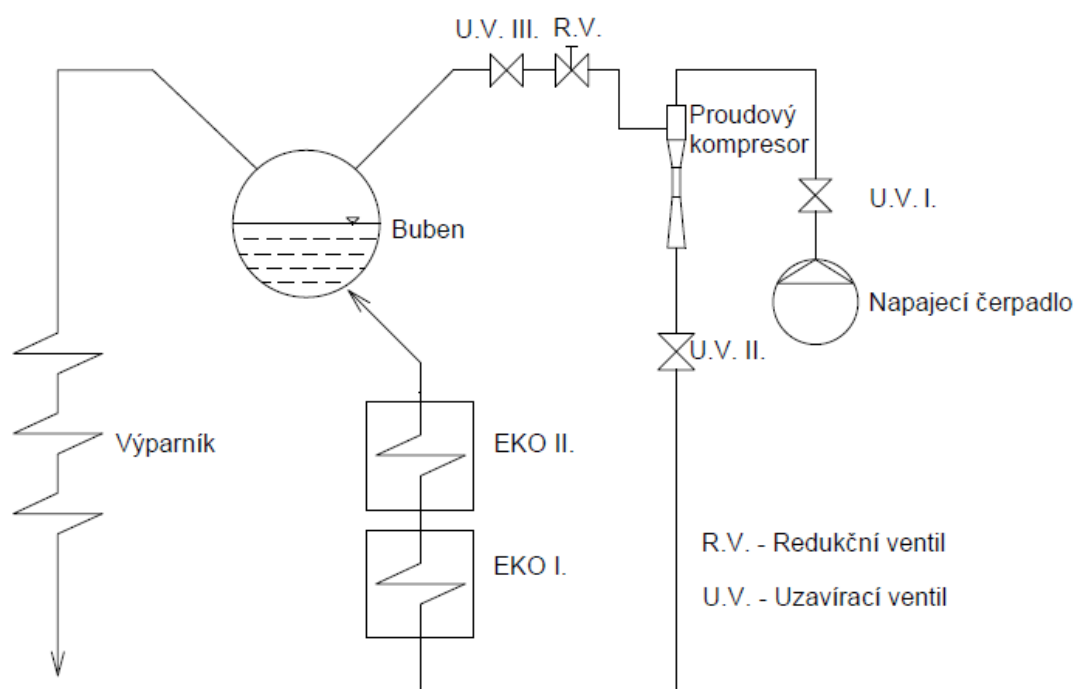


Obrázek 18 – Znázornění odběru páry z turbíny pro ohřev napájecí vody při využití regeneračního ohřevu napájecí vody. [5]

6.3 Zapojení proudového kompresoru v elektrárenském cyklu

Zapojení proudového kompresoru do elektrárenského cyklu je zobrazeno na obrázku č. 19. V napájecím čerpadle se zvyšuje tlak napájecí vody. Napájecí voda následně vstupuje do proudového kompresoru, kde se regenerativním odběrem páry z kotle ohřívá ze 120 °C na 145 °C. Ohřátá napájecí voda pokračuje do dvou po sobě navazujících ohříváků napájecí vody (ekonomizérů), kde nadále zvyšuje svou teplotu až na mez syté kapaliny do bubnu. Z bubnu pokračuje pára do výparníku, kde zvyšuje své parametry přehřáté páry a dále pokračuje na turbínu (není součástí obrázku). Část páry z bubnu je odebrána pro regenerační ohřev vody v proudovém kompresoru.

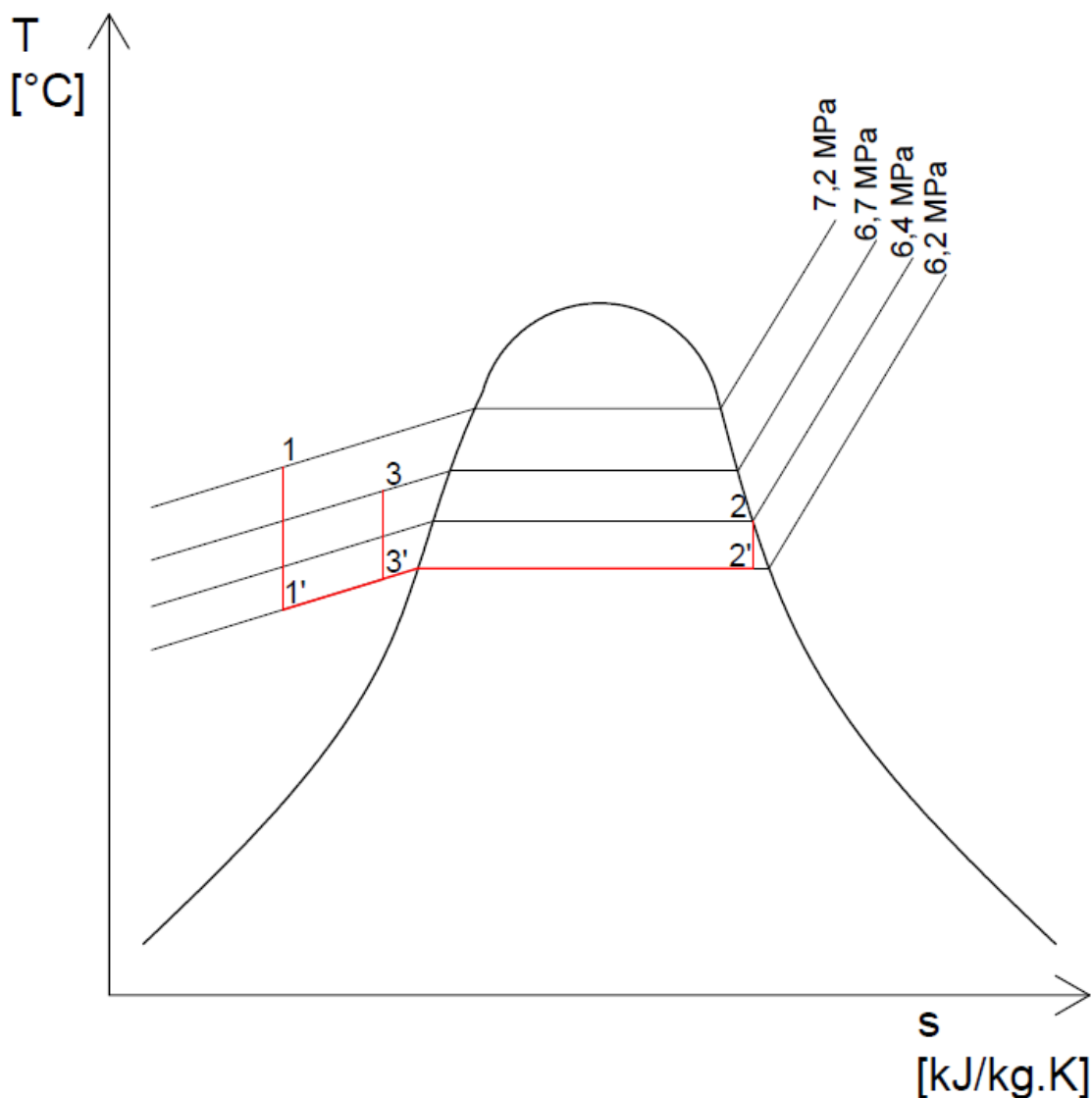
Ohřátí napájecí vody je důležité z toho důvodu, že snížená teplota napájecí vody může zapříčinit rychlé zkorodování ohříváku napájecí vody (ekonomizéru). Dále způsobuje snížení odpadní teploty spalin, která se projevuje ucpáváním ohříváku vzduchu a korozí jeho trubek. Oba tyto projevy negativního působení snížení teploty napájecí vody se následně projeví zvýšením odpadní teploty spalin a tím i snížením účinnosti.



Obrázek 19 – Schéma zapojení proudového kompresoru do elektrárenského cyklu.

6.3.1 Transformace v proudovém kompresoru

Schématické znázornění přeměny v T-s diagramu pro navrhovaný proudový kompresor.



Obrázek 20 – Transformace v T-s diagramu pro navrhovaný proudový kompresor.

- 1 – 1' Expanze vody v dýze
- 2 – 2' Pára
- 1'– 3' Ohřev vody ve směšovací komoře
- 2' – 3' Předání tepla páry ohřívané vodě
- 3 – 3' Komprese homogenní látky v difuzoru

7 Výpočtová část

7.1 Transformace prostředí v jednotlivých částech kompresoru

7.1.1 Základní vztahy a předpoklady pro výpočet

Rovnice zachování hmotnosti (rovnice kontinuity):

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (7.1)$$

Rovnice zachování hybnosti:

$$\dot{m}_1 \cdot w_1 + p_1 \cdot A_1 + \dot{m}_2 \cdot w_2 + p_2 \cdot A_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot w_3 + p_3 \cdot A_3 \quad (7.2)$$

Rovnice zachování energie:

$$\dot{m}_1 \cdot h_{01} + \dot{m}_2 \cdot h_{02} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot (h_{03} + h_{ztr}) \quad (7.3)$$

Stavová rovnice pro ideální plyn:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (7.4)$$

Definiční rovnice pro entalpii nepohybující se ideální tekutiny:

$$h = U + \frac{p}{\rho} = c_v \cdot T + \frac{p}{\rho} \quad (7.5)$$

Definiční rovnice pro celkovou entalpii proudící tekutiny:

$$h_0 = h + \frac{w^2}{2} \quad (7.6)$$

Předpoklady pro zjednodušený výpočet:

1. Pro daný výpočet uvažujeme, že se jedná o proudění jednorozměrné, stacionární a tekutiny jsou ideální.
2. Soustava je uzavřená – při proudění kanály nedochází ke sdílení tepla mezi proudícím prostředím a stěnami ani neprobíhají chemické reakce mezi hnací a hnanou tekutinou
3. Směšování obou prostředí je ukončeno na konci směšovací komory, ze směšovací komory do difuzoru vstupuje homogenní médium.

7.1.2 Zadané parametry

Napájecí voda		Pára		Parametry na výstupu	
m1 [kg/s]	20,83	x	1	T3 [°C]	145
T1 [°C]	120	T2 [°C]	279,83	p3 [MPa]	6,6
p1 [MPa]	7,2	p2 [MPa]	6,4	ρ3 [kg/m3]	924,8
ρ1 [kg/m3]	946,57	ρ2 [kg/m3]	33,07	h3 [kJ/Kg]	614,63
h1 [kJ/Kg]	508,72	h2 [kJ/Kg]	2780,02	s3 [kJ/Kg.K]	1,784
s1 [kJ/Kg.K]	1,521	s2 [kJ/Kg.K]	5,859		
w1 [m/s]	4	w2 [m/s]	20		
s'1 [kJ/Kg.K]	1,521	s'2 [kJ/Kg.K]	5,859		
p'1 [MPa]	6,2	p'2 [MPa]	6,2		
T'1 [°C]	119,92	T'2 [°C]	277,78		
ρ'1 [kg/m3]	946	ρ'2 [kg/m3]	32,1		
h'1 [kJ/Kg]	507,67	h'2 [kJ/Kg]	2773,89		

7.1.3 Bilance pro výpočet množství hnacího prostředí

Pro výpočet množství páry nutné k ohřevu napájecí vody použijeme bilanční rovnici. Rychlostní složku zanedbáváme.

$$m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2 = (m_1 + m_2) \cdot h_3 \quad (7.7)$$

$$m_2 = \frac{m_1 - (h_3 - h_2)}{(h_1 - h_3)} \quad (7.8)$$

$$m_2 = \frac{20,83 - (614,6 - 508,7)}{(2780 - 508,7)} \quad (7.9)$$

Množství páry nutné k ohřevu:

$$m_2 = 0,971 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Při volbě vypočteného množství m_2 se při následných výpočtech teplota ohřívání vody snížila na menší než je požadovaná hodnota a to pravděpodobně z důvodů možných nepřesností ve výpočtu v důsledku zaokrouhlování. Po několika iteračních výpočtech volím množství páry 1,2 kg/s, tak aby ohřátá voda na výstupu z proudového kompresoru měla požadovanou teplotu.

Kontrola výpočtu

Tepelný příkon nutný k ohřevu napájecí vody:

$$Q_{nv} = m_1 \cdot c_p \cdot (t_3 - t_1) = 20,83 \cdot 4,2 \cdot (145 - 120) = 2\,202,2 \quad (7.10)$$

Teplo předaná v páře:

$$Q_p = m_2 \cdot (h_2 - h_1) = 1,2 \cdot (2\,780,02 - 614,63) = 2\,598,4 \quad (7.11)$$

$$Q_p > Q_{nv} \quad (7.12)$$

Množství páry je dostatečné na ohřátí napájecí vody ze 120° na 145°.

Přívodní potrubí – voda

$$m_1 = S_1 \cdot \rho_1 \cdot w_1 \quad (7.13)$$

$$S_1 = \frac{m_1}{\rho_1 \cdot w_1} = \frac{20,83}{946,57 \cdot 4} \quad (7.14)$$

Plocha přívodního potrubí vody : $S_1 = 5,501 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,501 \cdot 10^{-3}}{\pi}} \quad (7.15)$$

Průměr přívodního potrubí vody: $d_1 = 83,690 \text{ mm}$

Přívodní potrubí – pára

$$m_2 = S_2 \cdot \rho_2 \cdot w_2 \quad (7.16)$$

$$S_2 = \frac{m_2}{\rho_2 \cdot w_2} = \frac{1,2}{33,0696 \cdot 20} \quad (7.17)$$

Plocha přívodní potrubí páry: $S_2 = 1,814 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Průměr přívodního potrubí páry: $d_2 = 48,063 \text{ mm}$

Transformace vody v dýze

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} w_1^2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} w_2^2 \quad (7.18)$$

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} w_1^2 - \frac{p_2}{\rho} \right)} = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{7\,200\,000}{946} + \frac{1}{2} 4^2 - \frac{6\,200\,000}{946} \right)} \quad (7.19)$$

Rychlost vody na konci dýzy: $w_2 = 46,139 \cong 46,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Transformace rychlosti – Pára

$$h_1 + \frac{1}{2} w_1^2 = h_2 + \frac{1}{2} w_2^2 \quad (7.20)$$

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \left(h_1 - h_2 + \frac{1}{2} w_1^2 \right)} = \sqrt{2 \cdot \left(2780 - 2773 + \frac{1}{2} 20^2 \right)} \quad (7.21)$$

Rychlost páry před směšovací komorou: $w_2 = 20,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Směšovací komora

Volím rovnoplochnou směšovací komoru z důvodu menších výrobních nákladů.

Bilanční rovnice míšení (entropií):

$$s_1 \cdot \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) + s_2 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) = s_3 \quad (7.22)$$

$$s_3 = 1,521 \cdot \left(\frac{20,83}{22,03} \right) + 5,859 \cdot \left(\frac{1,2}{22,03} \right) \quad (7.23)$$

Entropie směsi na konci míšení: $s_3 = 1,757 \text{ kJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Ejekční součinitel:

$$\Gamma = \frac{m_2}{m_1} = \frac{1,2}{20,83} = 0,0576 \quad (7.24)$$

Bilanční rovnice entalpií:

$$h_3 = \frac{h_1 + h_2 \cdot \Gamma}{1 + \Gamma} = \frac{508,719 + 2780,2 \cdot 0,0576}{1 + 0,0576} \quad (7.25)$$

Entalpie média na konci směšovací komory: $h_3 = 632,420 \text{ kJ} \cdot \text{Kg}^{-1}$

Vlastnosti směsi na základě vypočtené entalpie a entropie:

$$T_3 = 145 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_3 = 0,001065$$

$$\rho = 1/V_3 = 938,8859$$

Rychlost na konci směšovací komory:

$$w_{3,4} = \frac{m_2 \cdot w_2 + m_1 \cdot w_1}{m_1 + m_2} = \frac{1,2 \cdot 20,49 + 20,83 \cdot 46,14}{20,83 + 1,2} \quad (7.26)$$

$$w_{3,4} = 44,7428 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Hybnost páry: } H_p = m_p \cdot w_p = 1,2 \cdot 20,49 = 24,588 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.27)$$

$$\text{Hybnost vody: } H_v = m_v \cdot w_v = 20,83 \cdot 46,14 = 961,0962 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.28)$$

$$\text{Celková hybnost: } w_3 = \frac{H_p \cdot H_v}{m_p \cdot m_v} = \frac{24,588 \cdot 961,0962}{22,03} = 44,7428 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.29)$$

Difuzor

Výstupní tlak z difuzoru volím na základě konzultace na 6,7MPa.

Poměrný růst tlaku podle vztahu (HIBŠ):

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho w_3^2} = \frac{p_4 - p_3}{\frac{1}{2} \rho w_3^2} = 1 - \left(\frac{w_4}{w_3}\right)^2 = 1 - \frac{1}{\mu_{DIF}^2} \quad (7.30)$$

Rychlost média na výstupu z difuzoru:

$$w_4 = w_3 \cdot \sqrt{1 - \frac{p_4 - p_3}{\frac{1}{2} \rho w_3^2}} = 44,7 \cdot \sqrt{1 - \frac{6\,700\,000 - 6\,200\,000}{\frac{943,39}{2} \cdot 44,7^2}} \quad (7.31)$$

$$w_4 = 30,6 \, m \cdot s^{-1}$$

Přepoččet podle rovnice kontinuity:

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot w_3^2 = \frac{p_4}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot w_4^2 \quad (7.32)$$

$$w_4 = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{p_3}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot w_3^2 - \frac{p_4}{\rho} \right)} \quad (7.33)$$

$$w_4 = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{6\,200\,000}{938} + \frac{1}{2} \cdot 44,7^2 - \frac{6\,700\,000}{938} \right)} = 30,5 \, m \cdot s^{-1} \quad (7.34)$$

7.2 Rozměrový výpočet dýzy

Bilanční rovnice pro vodu vstupující do směšovací komory:

$$S_D = \frac{m_1}{\rho_1 \cdot w'_1} = \frac{20,83}{946 \cdot 46,14} \quad (7.35)$$

$$S_D = 477,2 \text{ mm}^2$$

Průměr dýzy:

$$d_D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_D}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 477,2}{\pi}} \quad (7.36)$$

$$d_D = 24,65 \text{ mm}$$

Délka dýzy:

Volím úhel zužování dýzy $\alpha = 16^\circ$

$$l_D = \frac{d_1 - d_D}{2 \cdot \tan(\frac{16}{2})} = \frac{83,69 - 24,65}{2 \cdot \tan(\frac{16}{2})} \quad (7.37)$$

$$l_D = 210 \text{ mm}$$

7.3 Rozměrový výpočet směšovací komory

Vstupní průměr směšovací komory:

$$Q_p = V_p \cdot m_p = \frac{1}{32} \cdot 1,2 = 0,0375 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.38)$$

$$Q_V = V_V \cdot m_V = \frac{1}{946} \cdot 20,83 = 0,022 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.39)$$

Plocha potřebná pro průtok:

$$Q = S \cdot w \quad (7.40)$$

$$S'_1 = \frac{Q_V}{w'_1} = \frac{0,22}{46,14} = 4,7681 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (7.41)$$

$$S_{SK} = S'_1 + S'_2 = 23,0697 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (7.42)$$

Průměr směšovací komory:

$$d_{SK} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 23,0697 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,05419 \text{ m} = 54,19 \text{ mm} \quad (7.43)$$

Optimální nastavení dýzy vůči směšovací komoře

Vzdálenost pólu proudu od ústí dýzy:

$$l_p = 0,145 \cdot \frac{d_d}{a} = 0,145 \cdot \frac{0,02465}{0,08} = 0,04468 \text{ m} \quad (7.44)$$

Pro výpočet se volí úhel nastavení $\beta = 30^\circ$

$$l_x = \frac{d_{SK}}{2 \cdot \tan(\frac{\beta}{2})} = \frac{54,19}{2 \cdot \tan(\frac{30}{2})} = 101,1199 \text{ m} \quad (7.45)$$

$$l_{opt} = l_x - l_p = 101,1199 - 44,68 = 56,4399 \text{ mm} \quad (7.46)$$

Délka směšovací komory

Na základě poměru rychlosti hnacího a hnaného média volím součinitel pro délku komory 8.

$$l_{SK} = 8 \cdot d_{SK} = 8 \cdot 54,19 = 433,52 \text{ mm} \quad (7.47)$$

Difuzor

Rovnice kontinuity pro výpočet difuzoru:

$$S_{SK} \cdot w_{SK} \cdot \rho_{SK} = S_{DIF} \cdot w_{DIF} \cdot \rho_{DIF} \quad (7.48)$$

Pro výpočet plochy difuzoru hustotu zanedbáváme:

$$S_{DIF} = \frac{S_{SK} \cdot w_{SK}}{w_{DIF}} = \frac{2,307 \cdot 10^{-3} \cdot 44,7}{30,6} = 0,00337 \text{ m}^{-2} \quad (7.49)$$

Průměr difuzoru

$$d_{dif} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{dif}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00337}{\pi}} = 0,06550 \text{ m} = 65,50 \text{ mm} \quad (7.50)$$

Délka difuzoru

$$l_D = \frac{d_{dif} - d_{SK}}{2 \cdot \tan(\frac{\beta}{2})} = \frac{65,50 - 54,19}{2 \cdot \tan(\frac{6}{2})} = 39,6 \text{ mm} \cong 40 \text{ mm} \quad (7.51)$$

Výpočet podle Hibše:

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho w_3^2} = \frac{p_4 - p_3}{\frac{1}{2} \rho w_3^2} = 1 - \left(\frac{w_4}{w_3}\right)^2 = 1 - \frac{1}{\mu_{DIF}^2} \quad (7.52)$$

$$c_p = \frac{p_1 - p_3}{\frac{\rho_3}{2} \cdot w_3^2} = \frac{6\,700\,000 - 6\,200\,000}{\frac{943,39}{2} \cdot 44,7428^2} = 0,53 \quad (7.53)$$

$$c_p = 1 - \frac{1}{\mu_D^2} \quad (7.54)$$

$$\mu_{DIF} = \sqrt{\frac{1}{1 - c_p}} = \sqrt{\frac{1}{1 - 0,53}} = 1,4586 \quad (7.55)$$

$$\mu_{dif} = \frac{S_{dif}}{S_{Sk}} \quad (7.56)$$

$$S_{dif} = \mu_{dif} \cdot S_{SK} = 1,4586 \cdot 2,3 \cdot 10^{-3} = 0,003354 \, m^2 \quad (7.57)$$

Průměr difuzoru

$$d_{dif} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{dif}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003354}{\pi}} = 0,06534 \quad (7.58)$$

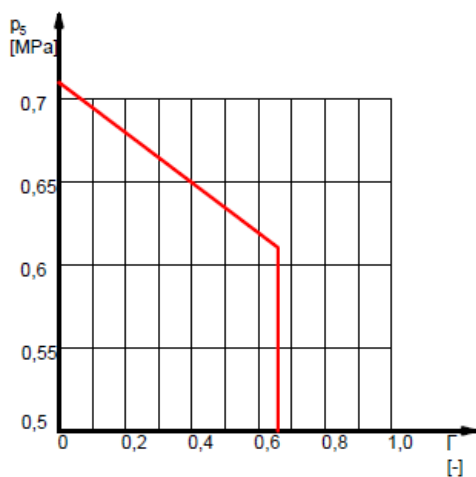
Délka difuzoru

$$l_D = \frac{d_{dif} - d_{SK}}{2 \cdot \tan(\frac{\beta}{2})} = \frac{65,34 - 54,19}{2 \cdot \tan(\frac{6}{2})} = 39,11 \, mm \quad (7.59)$$

8 Charakteristika proudových kompresorů

Charakteristika proudových kompresorů určuje závislost veličin při práci kompresoru v nenavrhaných stavech. Při návrhu proudového kompresu je nutné brát v ohledu dva možné návrhy. První návrh, který účelně navrhuje parametry pro vysokou účinnost při návrhových stavech přístroje. Při použití tohoto návrhu, jakákoliv odchylka od návrhového stavu se projeví značným poklesem účinnosti. Druhým návrh je účelně navrhován s poněkud horší účinností v návrhovém bodu avšak celkově lepší účinností v nenavrhaných stavech. Při výběru daných návrhů je nutné se vždy orientovat podle příslušné četnosti návrhových a nenavrhaných stavů daného proudového kompresoru.

V proudovém kompresoru se provoz v nenavrhaném stavu projevuje změnou proudového pole ve směšovací komoře a difuzoru v důsledku změny stavu vstupních a výstupních parametrů. Z předchozího návrhu směšovací komory je známo, že její délka je navrhovaná tak, aby výstupní médium mělo vyrovnaný příčný průběh rychlosti a teploty. Tyto parametry závisí na počátečních rychlostech hnacího a hnaného prostředí. Zvětší-li se např. tyto rychlosti, pak bude směšování v komoře probíhat s většími ztrátami. Zároveň je nutné vždy brát v ohledu, že změna rychlosti může zapříčinit i nedokončené promíšení látek na výstupu ze směšovací komory, což může značně ovlivnit účinnost difuzoru. Tyto změny zapříčiněné odlišnými vstupními parametry mohou být sníženy sledováním vlivu jednotlivých termodynamických a geometrických veličin – charakteristik.



Obrázek 21 – Charakteristika závislosti výstupního tlaku za difuzorem. [14]

Nejužívanější charakteristikou je grafická nebo analytická závislost výstupního tlaku za difuzorem p_5 nebo rozdílu tlaků $p_5 - p_0$ na ejekčním součiniteli Γ . Ilustrační charakteristika vlivu ejekčního součinitele na výstupním tlaku pro páru jako hnací i hnané prostředí je zobrazena na obr. 21. Z charakteristiky vyplývá, že při zvýšení hodnoty ejekčního součinitele klesá výstupní tlak z důvodu zpracovávání větší množství hnané látky kompresorem. Strmý nárůst charakteristiky pro hodnotu $\Gamma=0,62$ je zapříčiněn vzniklými jevy po dosažení kritických tlakových poměrů. Podkritické tlakové poměry se řídí rovnicí kontinuity.

Na závěr je důležité zdůraznit, že vliv na funkci proudového kompresoru představují i změny termodynamických veličin a to především teplota a hustota. Naopak změna geometrie kompresoru nemá vliv na práci přístroje, pokud jsou zachovány poměry jednotlivých částí, čehož se využívá při experimentálním vývoji. [1], [4], [14]

9 Účinnost proudových kompresorů

Obecně definujeme přímou účinnost systému jako poměr výkonu a příkonu tedy poměr využití energie (vykonané práce) k energii přivedené.

$$\eta = \frac{W}{Q_{\text{přivedné}}} \quad (9.1)$$

Tato definice ovšem v případě proudových kompresorů není zcela jednoznačně určena a to z důvodu odlišného pojetí využití energie v kompresoru. Proto neexistuje taková definice účinnosti, která by dokázala jednoznačně porovnat účinnost proudových kompresorů s kompresory objemovými a dynamickými. V technické literatuře se proto pro určení účinnosti proudových kompresorů využívá tohoto vztahu [14]:

$$\eta = \Gamma \cdot \frac{h_3 - h_{4,sk}}{h_1 - h_{1,sk}} \quad (9.2)$$

Výše uvedený vztah definuje účinnost jako poměr energie potřebné ke kompresi proudu nasávané látky k energii přivedené v pracovní látce. Tento vztah zanedbává zpětné využití přivedené energie v proudu pracovní látky. Přesnější určení účinnosti, který zahrnuje i zpětné využití přivedené energie je určeno vztahem [14]:

$$\eta = \Gamma \cdot \frac{h_{4,sk} - h_{3,sk}}{(h_1 - h_{1,sk}) - (h_{4,sk} - h_{3,sk})} \quad (9.3)$$

Idealizovaná (izoentropická) a reálna transformace je zobrazena na obr. Všechny idealizované transformace jsou označeny indexem *ie*.

Vzhledem k úvaze, že primární funkce tohoto konkrétního proudového kompresoru je ohřev napájecí vody, by se mohla za účinnost považovat i porovnání energetické bilance výstupního média k energetické bilanci obou vstupních médií. Poměr energetických bilancí při zanedbávání kinetických energií:

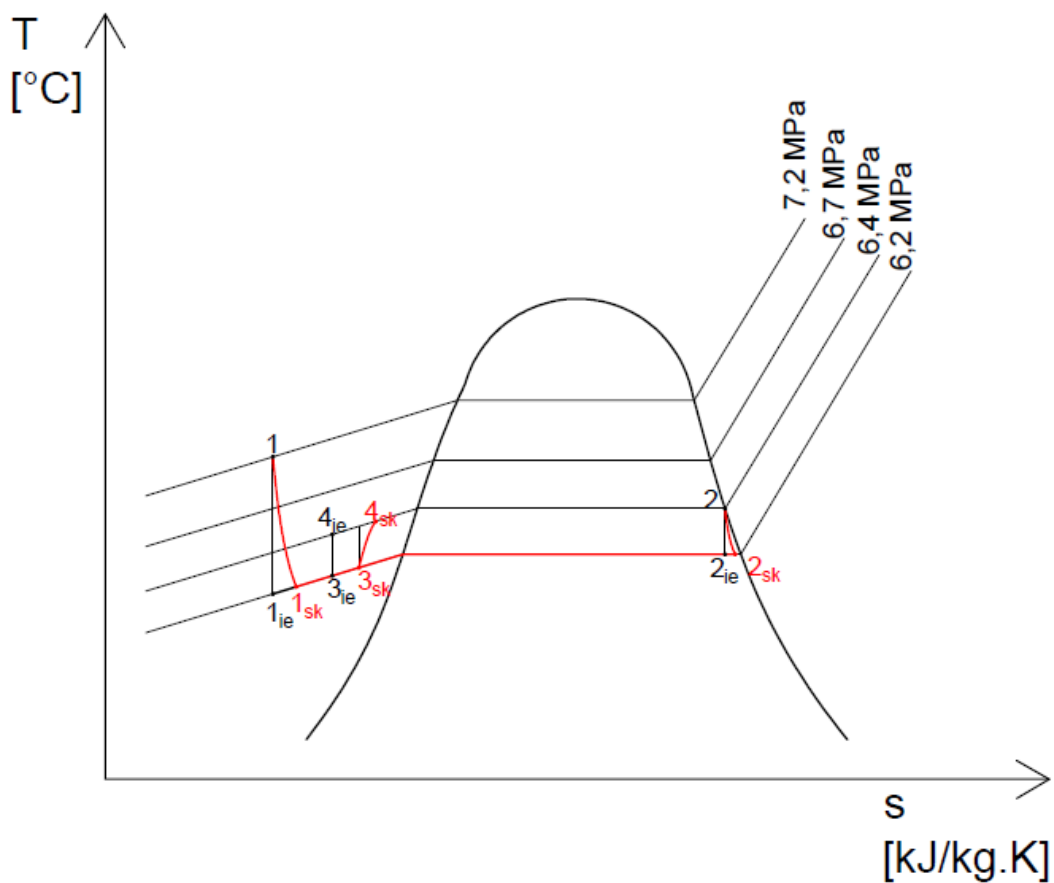
$$\eta = \frac{(m_p + m_v) \cdot c_v \cdot t_{\text{výstupní}}}{m_p \cdot h_2 + m_v \cdot c_v \cdot t_1} \quad (9.4)$$

9.1 Výpočet účinnosti proudových kompresorů.

Dýza

Výpočet reálné expanze v dýze při účinnosti transformace dýzy $\eta=0.9$:

s_{ie} [kJ/Kg.K]	1,5215
h_1 [kJ/Kg]	508,72
h_{1ie} [kJ/Kg]	507,67



Obrázek 22 – Ideální a reálná transformace v proudovém kompresoru

$$h_{1sk} = h_1 - 0,9 \cdot (h_1 - h_{1ie}) = 508,72 - 0,9 \cdot (508,72 - 507,67) \quad (9.5)$$

$$h_{1sk} = 507,775 \text{ kJ/Kg}$$

p [MPa]	6,2
s_{1sk} [kJ/Kg.K]	1,5218

Transformace pára

s_{ie} [kJ/Kg.K]	5,859
h_2 [kJ/Kg]	2 780,02
h_{2ie} [kJ/Kg]	2 773,89

$$h_{2sk} = h_2 - 0,8 \cdot (h_2 - h_{2ie}) = 2\,780,02 - 0,8 \cdot (2\,780,02 - 2\,773,89) \quad (9.6)$$

$$h_{2sk} = 2\,774,556 \text{ kJ/Kg}$$

p [MPa]	6,2
s_{2p} [kJ/Kg.K]	5,8603

Směšovací komora – výpočet entropie pro směšovací komoru

Z výpočtu 7.1.7 – $s_{3ie} = 1,757 \text{ kJ/Kg.K}$

$$s_{3sk} = s_1 \cdot \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) + s_2 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) \quad (9.7)$$

$$s_{3sk} = 1,518 \cdot \left(\frac{20,83}{22,03} \right) + 5,8603 \cdot \left(\frac{1,2}{22,03} \right) = 1,7583 \text{ kJ/Kg. K} \quad (9.8)$$

Difuzor

S_{3sk} [kJ/Kg.K]	1,7583		
P [MPa]	6,2	P [MPa]	6,7
h_{3sk}	602,36	h_3'	602,9

Výpočet reálné komprese v difuzoru při účinnosti transformace dýzy $\eta=0.7$:

$$h_{4sk} = h_{3sk} - 0,7 \cdot (h_{3sk} - h_3') = 602,9 - 0,7 \cdot (602,9 - 602,36) \quad (9.9)$$

$$h_{4sk} = 602,552 \text{ kJ/Kg. K}$$

Celková účinnost podle vztahu 9.3:

$$\eta = \Gamma \cdot \frac{h_{4,sk} - h_{3,sk}}{(h_1 - h_{1,sk}) - (h_{4,sk} - h_{3,sk})} \quad (9.10)$$

$$\eta = 0,0576 \cdot \frac{(602,552 - 602,360)}{(508,720 - 507,775) - (602,552 - 602,360)} = 18 \%$$

Účinnost podle energetických bilancí rovnice 9.4:

$$\eta = \frac{(m_p + m_v) \cdot c_v \cdot t_{výstupní}}{m_p \cdot h_2 + m_v \cdot c_v \cdot t_1} = \frac{(1,2 + 20,83) \cdot 4,2 \cdot 145}{1,2 \cdot 2780 + 20,83 \cdot 4,2 \cdot 120} = 96 \% \quad (9.11)$$

Všechny výše uvedené vypočtené parametry byly použity pro návrh proudového kompresoru. Výkresová dokumentace návrhu je součástí této diplomové práce ve formě příloh.

Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh, výpočet a konstrukce proudového kompresoru pro regenerační ohřev napájecí vody. Pro výpočet proudového kompresoru byly zadány konkrétní parametry napájecí vody, teplota na výstupu z kompresoru a parametry páry v bubnu kotle.

V teoretické části práce je detailně vysvětlen princip proudového kompresoru a jeho jednotlivých součástí nutných k správnému návrhu kompresoru. Dále je podrobně vysvětlena teorie fyzikálního základu a známé experimentální vztahy jednotlivých částí kompresoru – dýzy, směšovací komory a difuzoru. Zde je vysvětleno zapojení proudového kompresoru do elektrárenského cyklu a jeho důležitost regenerativní ohřevu napájecí vody pro účinnost elektrárny.

Ve výpočtové části jsou zahrnuty všechny výpočty nutné k návrhu a správné funkci proudového kompresoru pro zadané parametry.

V poslední části práce je popsána charakteristika a účinnost proudových kompresorů. Z účinností analýzy vychází, že tento proudový kompresor pracuje s účinností 18 % při tlakové přeměně. Takto nízká účinnost je pro proudové kompresory běžná. Vzhledem k tomu, že primární funkcí tohoto proudového kompresoru je ohřev napájecí vody, může být více směrodatná tepelná účinnost, jejíž hodnota je 96 %.

Výhodou tohoto návrhu jsou nízké výrobní náklady, provozní spolehlivost a jednoduchý a nenákladný provoz a údržba. Nevýhodou je omezený rozsah provozních parametrů a nízká účinnost při tlakové přeměně.

Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace jednotlivých částí kompresoru a sestavný výkres.

Hlavní úkol diplomové práce, tedy návrh proudového kompresoru pro ohřev napájecí vody na teplotu 145°C, je splněn.

Seznam použité literatury

- [1] HIBŠ, Miroslav. Proudové přístroje. 2. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981.
- [2] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky. 4. dopl. vyd.* Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [3] ŠIMEČEK, Jaroslav. Vzduchové ejektory: [určeno projektantům a konstruktérům ve všech prům. oborech]. Praha: Práce, 1958. Knižnice Vědeckých technických společností.
- [4] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [5] KALČÍK, Josef, SÝKORA, Karel. Technická termomechanika, 1973. 1. vydání, Praha: Academia
- [6] POWER, Robert B. Steam jet ejectors for the process industries. New York: McGraw-Hill, c1994. ISBN 0070506183.
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, Transformační technologie, 2006-01, [last updated 2017-09-11]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <<http://www.transformacni-technologie.cz/37.html>>
- [8] ŠKORPÍK, Jiří. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny, Transformační technologie, 2010-12, [last updated 2018-01-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <<http://www.transformacni-technologie.cz/38.html>>
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Efekty při proudění vysokými rychlostmi, Transformační technologie, 2006-01, [last updated 2017-11-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <<http://www.transformacni-technologie.cz/39.html>>
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par tryskami, Transformační technologie, 2006-02, [last updated 2017-10-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/40.html>. English version: Flow of gases and steam through nozzles. Web: <http://www.transformacni-technologie.cz/en_40.html>

- [11] ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par difuzory, Transformační technologie, 2016-03, [last updated 2016-07-13]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <<http://www.transformacni-technologie.cz/41.html>. >
- [12] FOGARAŠI, J. Návrh proudového kompresoru pro ohřev napájecí vody: Diplomová práce. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 45s,
- [13] Steam Tables Pro. Software, Eduardo Almeida
- [14] KOLARČÍK, Kamil. Proudové kompresory: Určeno pro posl. 4. roč. fak. stroj. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1994. ISBN 80-7078-212-9.
- [15] Elbel, S.W., & Hrnjak, P.S. (2014). Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications.
- [16] Domovské stránky uživatelu [online]. Copyright © [cit. 06.05.2018]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~kovarikp/TM/cviceni/RC_cyklus.pdf>
- [17] ZEJDA, V. Ejektory a jejich využití v průmyslu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 57 s.

Seznam příloh

Příloha [030_000_000]: Sestava proudového kompresoru

Příloha [030_000_002]: Příruba P

Příloha [030_000_004]: Příruba L

Příloha [030_000_005]: Dýza

Příloha [030_000_006]: Směšovací komora

Příloha [030_000_007]: Difuzor

Příloha [030_000_008]: Vstup do směšovací komory

Příloha [030_000_009]: Vstup páry

Příloha [030_000_010]: Trubka

Příloha [030_000_012]: Závitová Tyč